

Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 06307216
PUBLICATION DATE : 01-11-94

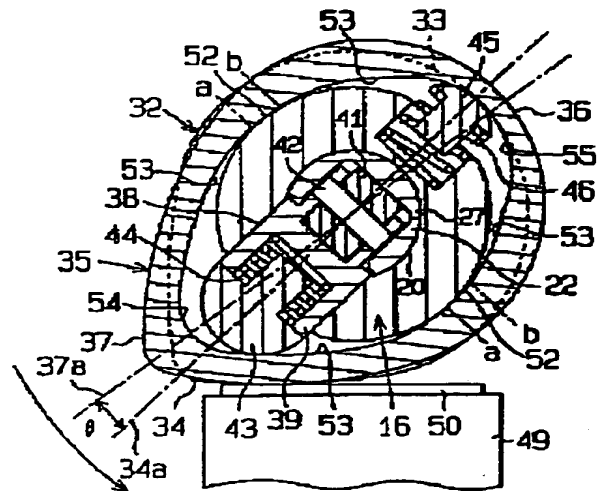
APPLICATION DATE : 20-04-93
APPLICATION NUMBER : 05093371

APPLICANT : TOYOTA MOTOR CORP;

INVENTOR : DOI YOSHIHIKO;

INT.CL. : F01L 13/00 F01L 1/08

TITLE : HIGH AND LOW SPEED SWITCHING MECHANISM IN VALVE SYSTEM OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE



ABSTRACT : PURPOSE: To make the valve timing accurate by preventing the shift of the valve timing by means of a high and low speed switching mechanism in the valve system of an internal combustion engine and to increase the valve lift to be generated by a high speed cam.

CONSTITUTION: The allowable projecting amount of a cam nose part 37 of a high speed cam 35 not affecting the timing of an intake/exhaust valve is increased by the phase wherein the cam nose part 37 of the high speed cam 35 from the valve lift starting to the valve lifting is rotated later than a cam nose part 34 of the low speed cam 32 in the operating state of the low speed cam 32, thereby the adverse effect on the timing can not be easily avoided. On the other hand, the cam nose part 37 of the high speed cam 35 is retreated to the part where the valve opening and closing is not affected until the valve lift and synchronized with the cam nose part 34 of the low speed cam 32.

COPYRIGHT: (C)1994,JPO

(19)日本国特許庁(JP)

(12)公開特許公報(A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-307216

(43)公開日 平成6年(1994)11月1日

(51)IntCl⁵

F 0 1 L 13/00
1/08

識別記号

3 0 1 A

庁内整理番号

A 6965-3G

Z 6965-3G

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 11 頁)

(21)出願番号 特願平5-93371

(22)出願日 平成5年(1993)4月20日

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72)発明者 嵯峨 宏英

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 北川 勝敏

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 土肥 義彦

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

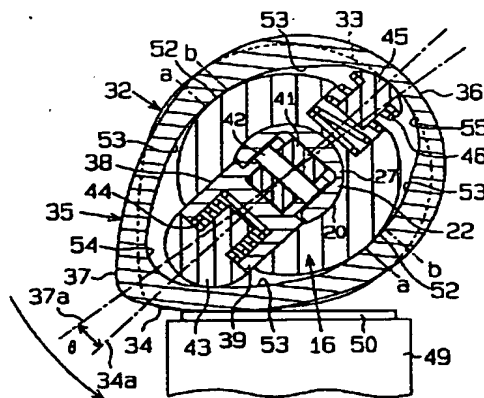
(74)代理人 弁理士 恩田 博宣

(54)【発明の名称】 内燃機関の動弁装置における高低速切換機構

(57)【要約】

【目的】 内燃機関の動弁装置における高低速切換機構で、バルブタイミングのずれを防止してバルブタイミングを正確にし、それに伴い高速用カムによる弁リフトをより大きくする。

【構成】 低速用カム32の作動状態で、弁リフト開始時から弁リフト時までの高速用カム35のカムノーズ部37が低速用カム32のカムノーズ部34よりも遅れて回転する位相ずれだけ、吸排気弁の開閉タイミングに影響を及ぼさない高速用カム35のカムノーズ部37の許容突出量が大きくなり、同タイミングへの悪影響を回避し易い。その一方で、弁リフト時までは高速用カム35のカムノーズ部37が弁開閉に影響を及ぼさないところまで退避して低速用カム32のカムノーズ部34と同期する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 クランクシャフトと同期して回転するカムシャフト上に低速用カムと高速用カムとを並設するとともに、この高速用カムのカムノーズ部をカムシャフトの回転中心に直交する半径方向へ低速用カムのカムノーズ部に対し移動可能に設け、運転状態に応じてこの高速用カムのカムノーズ部を移動させる手段を設けてこの高速用カム移動手段によりカムシャフトの回転中心に対する高速用カムのカムノーズ部の位置を変更した低速用カム作動状態と高速用カム作動状態とに切換え可能にし、これらのカムの回転運動を内燃機関の吸気弁又は排気弁の開閉運動として伝達する連動機構を設けた内燃機関の動弁装置において、

低速用カム作動状態で、前記弁のリフト開始時には高速用カムのカムノーズ部を低速用カムのカムノーズ部に対し所定角度遅らすように回転させて両カムノーズ部に位相ずれを生じさせる手段を備え、前記弁のリフト中には高速用カムのカムノーズ部を低速用カムのカムノーズ部に対し前記所定角度進めるように回転させて両カムノーズ部を同期させる手段を備え、前記弁のリフト時にはカムシャフトの回転中心から高速用カムのカムノーズ部までの半径を同じく低速用カムのカムノーズ部までの半径と比較して等しくするか又は小さくする手段を備えたことを特徴とする内燃機関の動弁装置における高低速切換機構。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 この発明は内燃機関の吸排気弁をカムの回転により開閉させる動弁装置に係り、特に、低速用カムと高速用カムとを切り換える機構に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 従来、開示されている直接駆動式動弁装置においてカムシャフトを利用した可変カム機構は以下の2種類に大別できる。

【0003】 例えば特開昭62-131907号公報や特開平2-223616号公報や実開平3-77005号公報に示すように、可変用のカムピースがカムシャフトに対し相対的に空回りし、ピン等がこの可変用カムピースに対し挿脱されて同カムピースがロック状態と非ロック状態とを取り得るように切換えられる形式のもの。

【0004】 例えば特開平1-157211号公報や特開平1-167405号公報に示すように、可変用カムピースのカムノーズ部がカムシャフトの回転中心に対し直交する方向へ移動する形式のもの。

【0005】 これらのものの問題点を整理すると以下のようになる。

前記の形式にかかる可変カム機構の問題点

高速回転するカムシャフトに対し非回転状態のカムピースをピン等の挿脱により一体化して同期回転させる場

合、ピンやカムピースが相当大きな衝撃力を受け、異常摩耗や破損を起こして実用上機能し得る設計ができない。また、カムピースとカムシャフトとの間の相対回転速度差が大きいため、ピンが挿入時に跳ね返されて切換えを行えない不具合が発生する。

【0006】 このように相対回転速度差が大きいに起因する基本的課題を回避するため、カムピースとカムシャフトとを同期回転させた状態で切り換える前記の形式の可変カム機構が提案されている。

【0007】

前記の形式にかかる可変カム機構の問題点

まず、この形式のものの構造の要点をまとめると、第1に、カムピースとカムシャフトとが相対的に回転できないように回り止め機構を有し、この回り止め機構に沿ってカムノーズ部がカムシャフトの半径方向に移動する構造、第2に、切換え時に油圧力によりカムノーズ部が突き出され、カムノーズ部に設けられた穴にカムシャフトのほぼ軸線方向にピンを挿入して固定する構造、第3に、カムピースがカムシャフトへの組付性を考慮してほぼカムノーズ部とカムベース円部とで半分分割され、カムシャフトに組付け後これらを締結する構造、等を特徴として備えている。

【0008】 しかし、カムピースが半割りであるため、構造的にカムピースの剛性が低く、油圧によりカムピースが変形し易い。その変形や、カムピースの摺動面での間隙による傾きなどから、ピンとカムノーズ部側の挿入穴との間の心出しが難しくなり、ピン挿入による切換えに時間を要する。そのため、ピン挿入終了までカムピース自体が油圧を受け、その油圧が原因して、カムピースは吸排気弁からの開弁反力を受けても滑らかに元の閉状態に戻ることができない。この時、カムシャフトと一体化された低速用カムと移動可能な高速用可変カムとは数学的に不連続な面となってバルブリフトを押し下げ、弁の異常運動を起こして異音を発生する等の問題が生じる。

【0009】 この問題を回避するためには早く確実に切り換えることが必要となってくる。そのために、カムピースにおけるピン挿入穴の間隙を大きくしてピンを挿入し易くしたり、カムピースの摺動面での間隙を大きく設定してカムノーズ部の突き出し速度を大きくする等の手段が必要となる。

【0010】 しかし、これらの間隙を大きくすると、カムシャフトのトルク変動により、ピンやカムピースが受ける衝撃力は大きくなり、それらの摩耗が大きくなって機構の信頼性上重大な障害が生じる。

【0011】 このトルク変動に起因する問題は、ピン挿入形式でその挿入間隙をなくすることができないので、基本的に回避し得ない課題であり、この間隙設定が大変重要となる。

【0012】 次に、ピンをカムノーズ部に挿入する関係

上ピンの外径を大きくすることができないため、ピン挿入に大きな油圧が必要となり、通常のエンジン用オイルポンプでは駆動できず、エンジン全体の改造規模も大きくなってコストが高くなる。また、部品精度を極めて高くする必要があり、そのためには組付部品の選択が必要となる等、コストそのものも大きな障害となる。

【0013】

【発明が解決しようとする課題】以上のように従来機構は種々の問題点を有しているが、本発明は前記の形式のものにあって、下記の問題点を解消せんとするものである。

【0014】即ち、低速用カム作動状態における弁リフトと比較して高速用カム作動状態における弁リフトをより一層大きくするためには、例えば、カムシャフトの回転中心から高速用カムのカムノーズ部までの半径と同じく低速用カムのカムノーズ部までの半径との間の差をより大きくすることが考えられる。この場合、カムシャフトの回転により高速用カムのカムノーズ部に与えられる遠心力も大きくなるため、高速用カムのカムノーズ部がカムシャフトの回転中心側に引き戻される力とこの遠心力との間の力の釣り合いが変化し、高速用カムのカムノーズ部がカムシャフトの回転中心側に移動する速度が遅くなり、低速用カムのカムノーズ部の回転に対して高速用カムのカムノーズ部が追従できない。従って、低速用カム作動状態で弁リフト開始時には高速用カムのカムノーズ部の退避が十分に行われず、弁開動作が高速用カムのカムノーズ部の影響を受けて円滑に行われな

い。

【0015】本発明はこのようなバルブタイミングのずれを防止してバルブタイミングを正確にし、それに伴い高速用カムによる弁リフトをより大きくすることを目的としている。

【0016】

【課題を解決するための手段】本発明にかかる内燃機関の動弁装置における高低速切換機構においては、クランクシャフトと同期して回転するカムシャフト上に低速用カムと高速用カムとが並設されているとともに、この高速用カムのカムノーズ部がカムシャフトの回転中心に直交する半径方向へ低速用カムのカムノーズ部に対し移動可能になっている。運転状態に応じてこの高速用カムのカムノーズ部を移動させる手段が設けられ、この高速用カム移動手段により、カムシャフトの回転中心に対する高速用カムのカムノーズ部の位置を変更した低速用カム作動状態と高速用カム作動状態とに切換え得ようになっている。これらのカムの回転運動は連動機構により内燃機関の吸気弁又は排気弁の開閉運動として伝達されるようになっている。

【0017】低速用カム作動状態で、弁リフト開始時には、高速用カムのカムノーズ部を低速用カムのカムノーズ部に対し所定角度遅らすように回転させて両カムノ

ーズ部間に位相ずれを生じさせる手段が設けられている。また、弁リフト中には、高速用カムのカムノーズ部を低速用カムのカムノーズ部に対し前記所定角度進めるように回転させて両カムノーズ部を互いに同期させる手段が設けられている。さらに、弁リフト時には、カムシャフトの回転中心から高速用カムのカムノーズ部までの半径を同じく低速用カムのカムノーズ部までの半径と比較して等しくするか又は小さくする手段が設けられている。

【0018】

【作用】従って、低速用カム作動状態で、弁リフト開始時から弁リフト時までの間において、高速用カムのカムノーズ部が低速用カムのカムノーズ部よりも遅れて回転する位相ずれだけ、吸排気弁の開閉タイミングに影響を及ぼさない高速用カムのカムノーズ部の許容突出量が大きくなり、同タイミングへの悪影響を回避し易い。その一方で、弁リフト時までには高速用カムのカムノーズ部が弁開閉に影響を及ぼさないところまで退避して低速用カムのカムノーズ部と同期する。

【0019】

【実施例】以下、本発明の一実施例にかかる内燃機関の動弁装置を図面を参照して説明する。

【0020】本実施例は4サイクル直列4気筒エンジンに具体化され、図1に概略的に示す各気筒において、1はシリンダ、2はピストン、3は燃焼室、4は吸気ポート、5は吸気弁、6は排気ポート、7は排気弁、8は燃料噴射ノズル、9は点火プラグである。本実施例の動弁装置10としては、直接駆動式DOHCが採用され、各気筒において吸気側カムシャフト11には高速用カム移動手段を含む一対の吸気側高低速切換カム機構13が取り付けられているとともに、排気側カムシャフト12には高速用カム移動手段を含む一対の排気側高低速切換カム機構14が取り付けられている。前記吸気弁5及び排気弁7はそれぞれ各気筒において一対ずつ設けられ、一対の吸気弁5は一対の吸気側高低速切換カム機構13に対応しているとともに、一対の排気弁7は一対の排気側高低速切換カム機構14に対応している。

【0021】図2に示す気筒ユニット15は各気筒において吸気側及び排気側それぞれに組付けられるものであり、この気筒ユニット15についての以下の説明は吸気側及び排気側に共通する。

【0022】一対の高低速切換カム機構13-13間または14-14間でシャフト本体16の中央部にジャーナル17が設けられ、これらの高低速切換カム機構13、14の外側でシャフト本体16の連結端部18の外周に連結筒19が圧入されて固定されている。シャフト本体16内にはその軸線方向へメインシリンダ20が貫設され、ジャーナル17に形成された給油孔21がこのシリンダ20に連通している。このシリンダ20内には一対の高低速切換カム機構13、14に対応して異形ピ

ストン22が挿嵌され、この両異形ピストン20はシリンダ20内でシャフト本体16の軸線方向へ移動し得るようになっている。

【0023】異形ピストン22においては、図4に示すように、その一端部にピストン本体23が形成され、このピストン本体23から他端にわたり両壁部24間に給油溝25が形成されている。ピストン本体23上には切欠部26が給油溝25に隣接して形成されている。この給油溝25の内底部で、深い凹部27がピストン本体23に隣接して設けられ、この凹部27から異形ピストン22の他端側にわたり斜状押圧面28が給油溝25の深さをしだいに浅くするように形成されている。なお、両壁部24上に面取り29が形成されている。

【0024】シャフト本体16の連結端部18内にプラグ30が圧入されて固定されている。このプラグ30の内側とピストン本体23内との間にリターンズpring31が嵌め込まれ、異形ピストン22はこのリターンズpring31の弾性力によりシャフト本体16の中央部側へ付勢されている。

【0025】シャフト本体16の外周にはジャーナル17の両側で低速用カム32が一体形成され、図3に示すようにこの低速用カム32の外周にはベース円部33とカムノーズ部34とが一連に形成されている。この低速用カム32と連結筒19との間で筒状の高速用カム35がシャフト本体16の外周に挿嵌されて低速用カム32の端面に接触して並設されている。この高速用カム35の外周にもベース円部36とカムノーズ部37とが一連に形成され、高速用カム35のベース円部36が低速用カム32のベース部33に隣接しているとともに、高速用カム35のカムノーズ部37が低速用カム32のカムノーズ部34に隣接している。

【0026】この高速用カム35の内側でシャフト本体16にサブシリンダ38がシャフト本体16の軸心に対し直交する半径方向に延びるように貫設され、このサブシリンダ38は前記メインシリンダ20に連通している。このサブシリンダ38にサブピストン39が嵌合されて半径方向へ移動可能になっている。このサブピストン39には一対のアーム40が突設され、この両アーム40間でローラ41が支軸42により回転可能に支持されている。この両アーム40は前記異形ピストン22の両壁部24間で凹部27内に挿入され、ローラ41が凹部27の内底面に当接している。異形ピストン22の両壁部24がアーム40に当たるため、異形ピストン22は回転しない。この両壁部24上に面取り29があるため、両アーム40を給油溝25内に挿入し易い。

【0027】高速用カム35のカムノーズ部37の内側において押付けピン43が挿入され、この押付けピン43とサブピストン39との間にリターンズpring44が嵌め込まれてその弾性力により押付けピン43がカムノーズ部37の内側に圧接されている。また、サブシリ

ンダ39の中心上で高速用カム35のベース円部36の内側において、押付けピン45が挿入され、この押付けピン45とシャフト本体16との間にリターンズpring46が嵌め込まれて押付けピン45がベース円部36の内側に圧接されている。従って、高速用カム35はシャフト本体16及び異形ピストン22に対しサブピストン39と両リターンズpring44、46と両押付けピン43、45とにより支えられてシャフト本体16の半径方向へ低速用カム32に沿って移動可能になる。なお、異形ピストン22の切欠部26はサブピストン39との干渉を避けるためのものである。

【0028】この気筒ユニット15は吸気側及び排気側それぞれで気筒数だけ用意される。そして、隣合う両ユニット15間で連結筒19を兼用して各気筒ユニット15が互いに連結され、4組の吸気側高低速切換カム機構13を備えた吸気側カムシャフト11と、4組の排気側高低速切換カム機構14を備えた排気側カムシャフト12になる。

【0029】図1及び図5に示すように、シリンダ1のヘッド上にある半割状軸受部47にシャフト本体16のジャーナル17が支持されている。シリンダ1のヘッドにあるリフトボア48にバルブリフト49が摺動可能に支持され、このバルブリフト49上のシム50が低速用カム32及び高速用カム35に接触し得るようになっている。シリンダ1のヘッドとバルブリフト49との間にバルブspring51が嵌め込まれ、このバルブspring51の弾性力により吸排気弁5、7が吸排気ポート4、6を閉じるようになっている。なお、このバルブリフト49とバルブspring50とにより、吸排気弁5、7の開閉のための運動機構が構成されている。

【0030】図3に示すように、高速用カム35の外周面に沿う内周面の形状は、その内周面に対向するシャフト本体16の外周形状と、低速用カム32の外周面の形状との間の相対的な関係により決定され、低速用カム32により吸排気弁5、7を開閉する場合に高速用カム35が幾何学的に吸排気弁5、7を開閉できないようにすればよい。つまり、図9及び図6に示すように、押付けピン43、45においてリターンズpring44、46が最も収縮した状態で、シャフト本体16の回転中心から押付けピン43、45の最外面までの径 l と低速用カム32の外周面の半径 R との間の差以内に、高速用カム35の厚み T が設定されている。また、シャフト本体16の外周形状については、押付けピン43、45の取付部分以外、シャフト本体16の回転中心と同一中心の真円形状に形成されて大量生産性が考慮されている。そして、高速用カム35の内周面においては、シャフト本体16の回転中心を通り両押付けピン43、45間を結ぶ中心線に対し線対称であって、シャフト本体16の外周面に接触する点a、b間のガイド面52が平面状をなし、この点a、b間の長さは低速用カム32に対する高

速用カム35の最大移動範囲以上に設定されている。この点a、bでガイド面52に連続するガイド面53はシャフト本体16の外周面に沿うことができる円弧形状になっている。さらに、両押付けピン43、45に接触するガイド面54、55はそれらに合わせて円弧形状をなし、前記各ガイド面53に対し滑らかに連続している。

【0031】図示しないが、前記シャフト本体16の給油孔21に油圧レギュレータが連結され、電磁切換弁の操作により油圧レギュレータへの給油が制御されて給油孔21からメインシリンダ20やサブシリンダ38内へ供給される油圧が調節されるようになっている。

【0032】まず、低い制御油圧下で低速用カム32により吸排気弁5、7を開閉させる場合について詳述する。吸気側高低速切換カム機構13または排気側高低速切換カム機構14が図5及び図6の状態にある時、吸排気弁5、7は閉じる。この状態では、低速用カム32のベース円部32とシム50との間に微小設定隙間が与えられているが、高速用カム35のベース円部36はリタースプリング46の反力を押付けピン45を介して受けるので、シム50と接触しながら回転する。しかし、リタースプリング46の反力はバルブスプリング51の弾性力に比較して十分に小さいので、このベース円部33により吸排気弁5、7が開くことはない。

【0033】一方、シャフト本体16の半径方向に沿って高速用カム35が突出し、そのカムノーズ部37とシャフト本体16との間の間隙が最大になる。その場合、押付けピン43がリタースプリング44の伸長に伴いカムノーズ部37のガイド面に54に押圧されるので、高速用カム35が安定し、そのカムノーズ部37と低速用カム32のカムノーズ部34との間の位相が互いにずれることはない。

【0034】サブシリンダ38において、サブピストン39に与えられる油圧は調圧弁（図示せず）により制御され、リタースプリング44がその油圧以上の弾性力を有しているため、押付けピン43の動きは固定されない。

【0035】シャフト本体16は矢印方向へ回転し、図7から図10に示す状態に順次至る。図7に示す状態では、各カムノーズ部34、37がシム50の上面に対し平行な平面上にある。この状態では、両押付けピン43、45に対し外力が何ら働かないので、高速用カム35のベース円部36及びカムノーズ部37が低速用カム32のベース円部33及びカムノーズ部34からほぼ同程度突出して中立の状態にある。

【0036】図7に示す状態から約45度程度回転したリフト開始状態を図8に示す。この状態では、例えば低速用カム32の作動回転域の上限回転数に近い運転域で、高速用カム35の移動が低速用カム32の回転速度に追従できない場合も予想される。そのため、低速用カム32のカムノーズ部34と高速用カム35のカムノーズ部37とがシム50上の接線を共有する状態で、カムノーズ部37の中心線37aがカムノーズ部34の中心線34aに対し角度 θ だけずれるように、カムノーズ部37がカムノーズ部34に対し遅れて回転し、それらが滑らかに連続する。従って、吸排気弁5、7の開きが高速用カム35に影響されることなく低速用カム32のみにより正常に行われる。そして、押付けピン43がリタースプリング44を収縮させてサブピストン39内に最も挿入されたとき、押付けピン43が高速用カム35の回り止めとして働き、前記位相ずれが最大となる。

【0037】この時点では、バルブスプリング51の反力によりカムノーズ部37の中心線37aの方向に働く分力が相当大きくなっているため、この分力にベース円部36側のリタースプリング46の反力が対抗し、高速用カム36が滑らかに移動して退避する。

【0038】吸排気弁5、7が最も開いたリフト状態を図9に示す。この状態に至るリフト中に、高速用カム35のカムノーズ部37が低速用カム32のカムノーズ部34に対し前記角度 θ だけ進めるように回転しながら、高速用カム35が前述したように滑らかに退避する。従って、前記位相ずれがなくなるにつれて、低速用カム32のカムノーズ部34に対する高速用カム35のカムノーズ部37の突出がなくなり、両カムノーズ部34、37がシム50上で合致し、シャフト本体16の回転中心からカムノーズ部37までの半径が同じくカムノーズ部34までの半径と比較して等しくなるか又は小さくなる。

【0039】前述したように、シャフト本体16の外周面とこれに合う高速用カム35の内周面のガイド面53とが共に円弧状であるため、それらの間の接触面積が広くなって充分な油膜によるダンピング（共振点における振動の振幅低減）が期待できる。従って、異音等の不具合が何ら生じない。

【0040】また、押付けピン43と、それに合う高速用カム35のカムノーズ部37のガイド面54とが共に円弧状であり、しかも高速用カム35の各ガイド面53、54が滑らかに連続しているため、押付けピン43の中心線が高速用カム35のカムノーズ部37の中心線37a上に合致し、低速用カム32のカムノーズ部34に対する高速用カム35のカムノーズ部37の位相ずれが確実に解消される。

【0041】図10の想像線で示す中立状態（図7の状態からさらにシャフト本体16が180度回転した状態）から、高速用カム35のベース円部36がシム50上に接触し始める状態を図10の実線で示す。この状態でも、両カムノーズ部34、37間の位相ずれは生ずる。この時も前述した場合と同様に作用するので、高速用カム35は滑らかに移動してそのカムノーズ部37が低速用カム32のカムノーズ部34から突出する。

【0042】図10に示す状態からさらに回転すると、

図6に示す状態に戻る。以上詳述したように、高速用カム35の影響を何ら受けずに、低い制御油圧下で低速用カム32のみを作動させて、吸排気弁5, 7を開閉することができる。

【0043】次に、高い制御油圧下で高速用カム35により吸排気弁5, 7を開閉させる場合について詳述する。図11及び図12に示すように、メインシリンダ20及びサブシリンダ38内の制御油圧が高くなると、サブピストン39が両リターンズpring44, 46の弾性力に抗して押されて移動し、さらにこのサブピストン39により押付けピン43が押されて高速用カム35のカムノーズ部37のガイド面54に合致する。従って、同カムノーズ部37が押付けピン43により支えられる。この時、ローラ41もサブピストン39とともに移動し、異形ピストン22の凹部27から離れる。そのため、異形ピストン22のピストン本体23がリターンズpring31の弾性力に抗して押されて異形ピストン22が移動し、ローラ41が凹部27から押圧面28上に載る。この場合、両押付けピン43, 45が高速用カム35のカムノーズ部37のガイド面54とベース円部36のガイド面55とにそれぞれ押し付けられるため、高速用カム35は低速用カム32に対し一体化されてそれらの間の相対移動がなくなる。従って、高速用カム35のカムノーズ部37がシム50に接触して同カムノーズ部37に力が働いても、がたつきによる異常摩耗や異音等の不具合は発生しない。

【0044】前記押圧面28がシャフト本体16の回転中心に対しなす傾斜角度が大きいくほど、ローラ41をカムノーズ部37側へより近付けることができるため、異形ピストン22の移動量は少なくて済む。しかし、この場合には、図13に示すリフト時、バルブspring51の反力が押圧面28に働くので、異形ピストン22を制御油圧に抗して押し戻す分力が大きくなる欠点が生じる。そのため、この分力とリターンズpring31の反力との合力に打ち勝つ制御油圧を必要とする。従って、押圧面28の傾斜角度を約20度以下に抑えることで、通常圧のオイルポンプを利用できる。

【0045】逆に、この高速用カム35の作動状態から前記低速用カム32の作動状態に切り換える場合には、単に高い制御油圧から低い制御油圧にするだけで各リターンズpring31, 44, 46の反力により図11の状態から図5の状態に直ちに戻る。

【0046】本実施例は下記の効果を有する。

(イ) 制御油圧を変えるだけで、シリンダ20, 38内でピストン22, 39が移動して高速用カム35に対する押付けピン43, 45の作用状態が切り換わるので、その切換えを確実に行うことができる。

【0047】(ロ) 低速から高速への切り換え時、図9に示すように高速用カム35のカムノーズ部37がシム50に接触しているため状態では、バルブspring51

の反力がこのカムノーズ部37に与えられるため、メインシリンダ20やサブシリンダ38に例え高い制御油圧が与えられても、その制御油圧によりサブピストン39をカムノーズ部37側に移動させる力がバルブspring51の反力に打ち負け、高速用カム35を切り換えることはできない。また、高速から低速への切り換え時、図13に示すように高速用カム35のカムノーズ部37がシム50に接触している状態では、メインシリンダ20やサブシリンダ38を例え高い制御油圧から低い制御油圧にしても、カムノーズ部37にバルブspring51の反力が働いているため、異形ピストン22上の押圧面28とローラ41との間でバルブspring51の反力により生じる接触圧がリターンズpring31の反力に打ち勝ち、高速用カム35を切り換えることはできない。しかし、このカムノーズ部37がシム50から離れ始めてバルブspring51の反力がカムノーズ部37に与える影響が小さくなった状態で、高低速間の切り換えは可能となる。即ち、高速用カム35のベース円部36がシム50に接触している状態でのみ切り換え得る有利性がある。従って、高速用カム35のカムノーズ部37がバルブリフタ49に接触する状態での切換えを避けるための切り換えタイミング機構が不要になる。

【0048】(ハ) 低速用カム32の作動状態で、低速用カム32に対する高速用カム35の位相ずれを許容しているので、高速用カム35の動きが円滑になってバルブリフタ49に影響を与えず、異常開弁や異音発生がなくなる。

【0049】(ニ) 高速用カム35の作動状態で、バルブspring51の反力を利用してサブピストン39のローラ41を異形ピストン22の押圧面28に圧接しているので、基本的に従来例と異なり、高速用カム35のカムノーズ部37とこの押圧面28との間でがたつきがなくなって摩耗等を防止でき、信頼性が極めて高くなる。

【0050】(ホ) シャフト本体16の外形を大きくしてその内部に異形ピストン22やサブピストン39を挿嵌したので、それらのピストン22, 39の外形を大きくしてその切り換え作動力を大きくすることができ、低い制御油圧でもそれらのピストン22, 39の切り換え作動が可能になる。

【0051】(ヘ) 吸気側及び排気側のカムシャフト11, 12を変更するだけでよく、しかも異形ピストン22やサブピストン39の外形を大きく設定しても全体のサイズを基本的に変えずに済むので、シリンダヘッドの基本的サイズの変更が不要となり、従来のエンジンにそのまま組み付けることが簡単である。現在量産化されている可変カム機構はいずれもロッカアームを応用したタイプであり、これと比較してシリンダヘッド全高で15mm程度コンパクト化できる。

【0052】(ト) バルブspring51の反力を異形

ピストン22の押圧面28で受けて高速用カム35を低速用カム32に対しロックしているため、高速用カム35のカムノーズ部37とこの押圧面28との間にある押付けピン43及びリターンズプリング44及びサブピストン39の精度が高くなってもそれらがたつきを吸収でき、組付時部品選別の必要がなくなること、低い制御油圧により切り換え作動できるので、特別なオイルポンプを設置する必要がないこと、シャフト本体16内で異形ピストン22やサブピストン39の外形を大きくできるので、それらのピストン22、39の作動力を大きくするための特殊な加工が不要になること、吸気側及び排気側の気筒ユニット15を気筒数に応じて連結するだけで良いため、構造が簡単であること、前述したように従来のエンジンにそのまま簡単に組付けることができるので、改造費用が安くなること、前述したようにシリンダヘッドの基本的サイズの変更が不要となるので、エンジンサイズを拡大する必要がなく軽量化できること、などの理由により低コスト化を図ることができる。

【0053】本実施例では以上のような種々の利点を有するが、特に、低速用カム32の作動状態では下記のような優れた効果を奏する。即ち、図8に示すように、低速用カム32のカムノーズ部34がバルブリフタ49に接触し始めるリフト開始時には、高速用カム35のカムノーズ部37が低速用カム32のカムノーズ部34よりも小さい速度で回転して回転角度 θ だけ遅れ、それらの間に位相ずれを生じさせる。そして、リフト中には、高速用カム35のカムノーズ部37が低速用カム32のカムノーズ部34よりも大きな速度で回転して前記回転角度 θ だけ進め、両カムノーズ部34、37を互いに合致させて両カム32、35を同期させる。さらに、図9に示すリフト時には、シャフト本体16の回転中心から高速用カム35のカムノーズ部37までの半径が同じく低速用カム32のカムノーズ部34までの半径よりも等しいか又は小さくなる。従って、高速用カム35のカムノーズ部37がバルブリフタ49の動きに影響を与えず、低速用カム32の作動状態でバルブタイミングが正確になる。このように高速用カム35のカムノーズ部37の影響が少ないと、高速用カム35の作動状態で、そのカムノーズ部37を低速用カム32のカムノーズ部34から大きく突出させて吸排気弁5、7のリフトを大きくすることもできる。

【0054】

【発明の効果】本発明にかかる内燃機関の動弁装置によれば、低速用カムの作動状態で、そのカムノーズ部による弁リフト開始時に高速用カムのカムノーズ部が低速用カムのカムノーズ部よりも遅れて回転するため、その位相ずれだけ高速用カムのカムノーズ部の突出を許容し、カムシャフトの回転中心から高速用カムのカムノーズ部までの半径が同じく低速用カムのカムノーズ部までの半径よりも例え大きくなっていても、バルブタイミン

グが高速用カムのカムノーズ部に影響されず正確になり、しかも高速用カムの作動状態で弁リフトを大きくすることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本実施例にかかる内燃機関の動弁装置を示す概略正面図である。

【図2】この動弁装置において吸気側及び排気側カムシャフトの一部となる気筒ユニットを示す断面図である。

【図3】図2のX-X線拡大部分断面図である。

【図4】図2に示す気筒ユニットの一部品である異形ピストンを示す斜視図である。

【図5】図2に示す気筒ユニットを気筒数だけ組付けた吸気側及び排気側カムシャフトにおいてその一部である気筒ユニットの低速用カム作動状態を示す部分断面図である。

【図6】吸気側及び排気側の高低速切換カム機構において低速用カム及び高速用カムのカムノーズ部が上向きになっている状態を示す図5のY-Y線部分断面図である。

【図7】図6の状態からカムが約90度回転した状態を示す部分断面図である。

【図8】図7の状態からカムが約45度回転して低速用カムのカムノーズ部に対し高速用カムのカムノーズ部が位相ずれした弁リフト開始状態を示す部分断面図である。

【図9】図8の状態からカムがさらに回転して低速用カムのカムノーズ部に対し高速用カムのカムノーズ部が合致した弁リフト状態を示す部分断面図である。

【図10】図9の状態からさらにカムが回転した図6の直前状態を示す部分断面図である。

【図11】図5に示す低速用カム作動状態から高速用カム作動状態に切り換わった気筒ユニットの部分断面図である。

【図12】カムノーズ部が上向きの状態にある図11のZ-Z線部分断面図である。

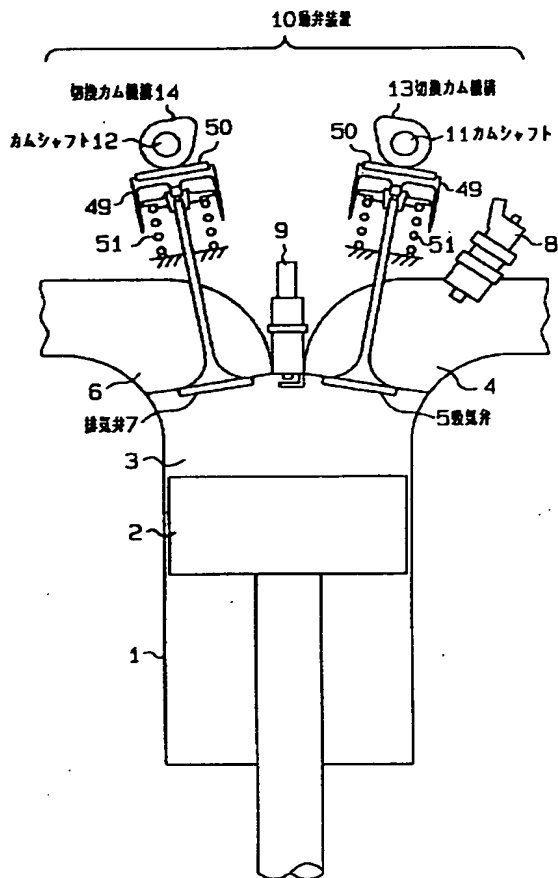
【図13】図12の状態からカムが回転した弁リフト状態を示す部分断面図である。

【符号の説明】

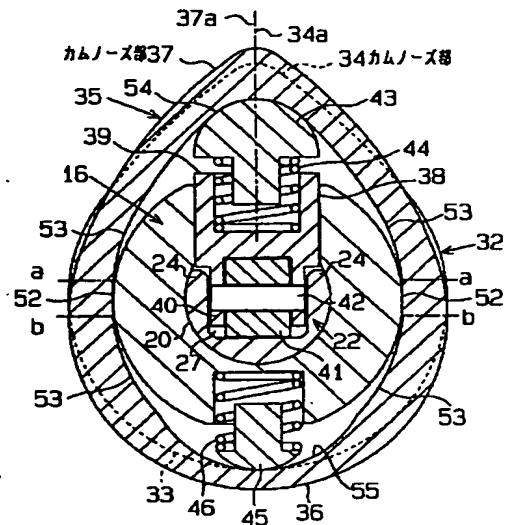
5 吸気弁、7 排気弁、10 動弁装置、11 吸気側カムシャフト、12 排気側カムシャフト、13 吸気側高低速切換カム機構、14 排気側高低速切換カム機構、15 吸気側又は排気側の気筒ユニット、16 シャフト本体、20 メインシリンダ、22 異形ピストン、23 ピストン本体、27 凹部、28 押圧面、31 リターンズプリング、32 低速用カム、33 ベース円部、34 カムノーズ部、35 高速用カム、36 ベース円部、37 カムノーズ部、38 サブシリンダ、39 サブピストン、41 ローラ、43 押付けピン、44 リターンズプリング、45 押付けピン、46 リターンズプリング、49 バルブリフタ、

51 バルブスプリング。

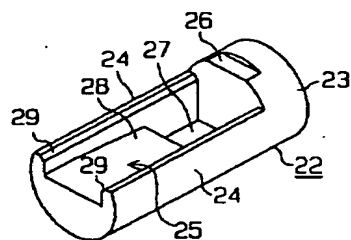
【図1】



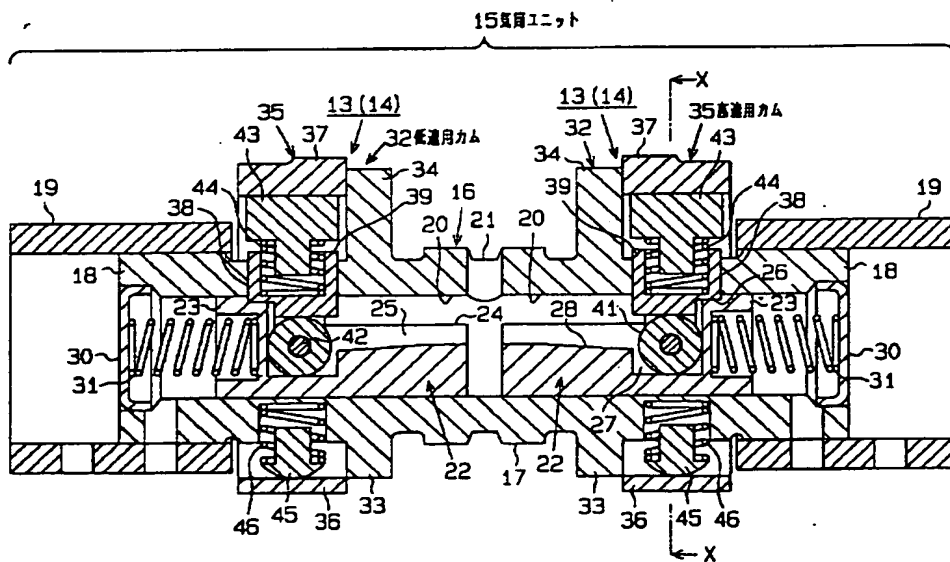
【図3】



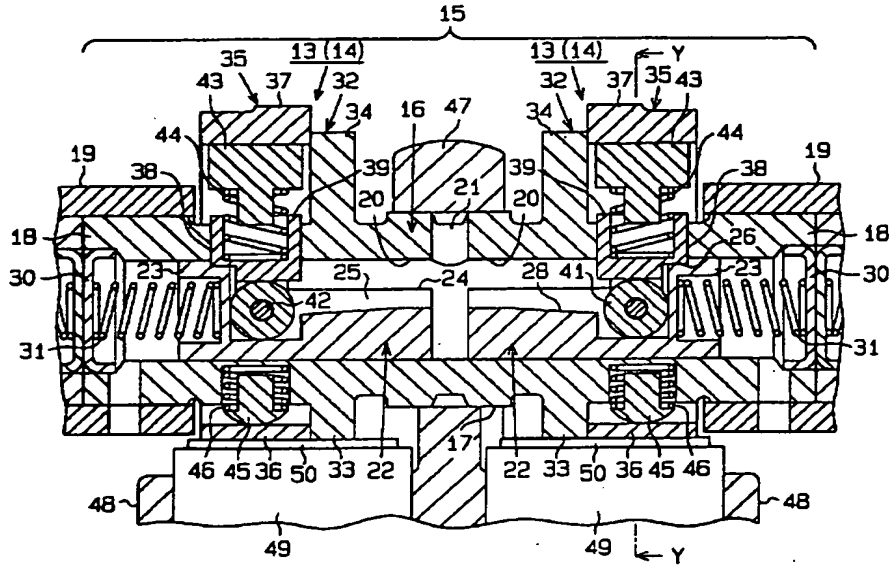
【図4】



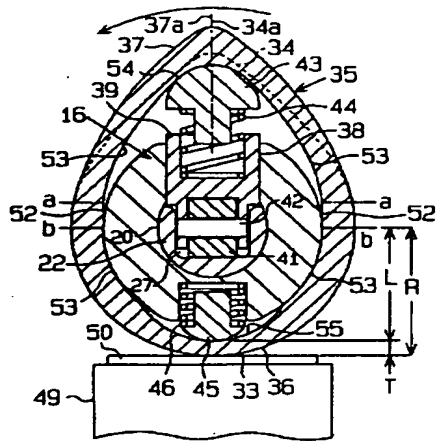
【図2】



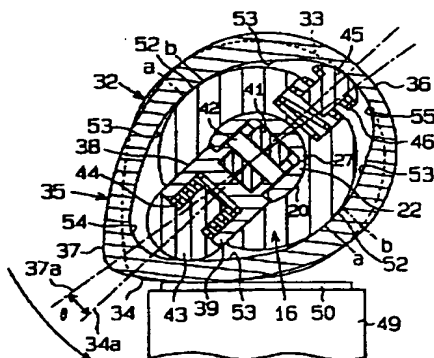
【圖 5】



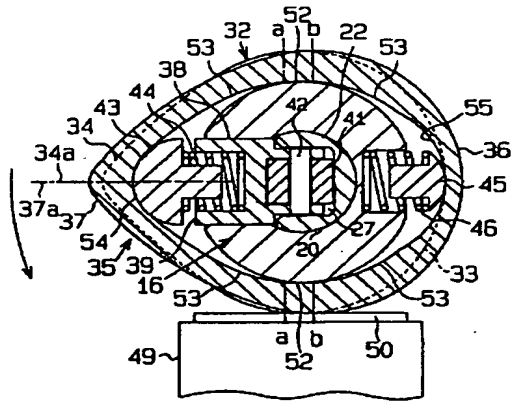
【圖 6】



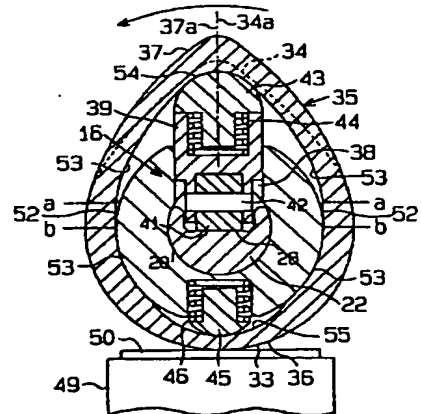
【圖 8】



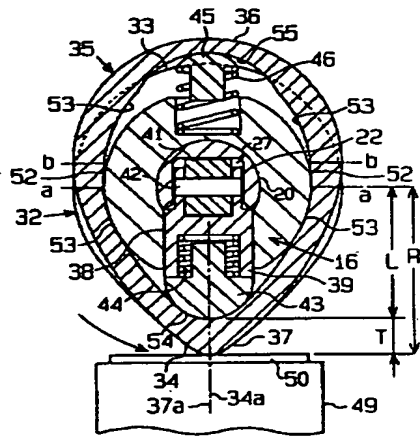
【圖 7】



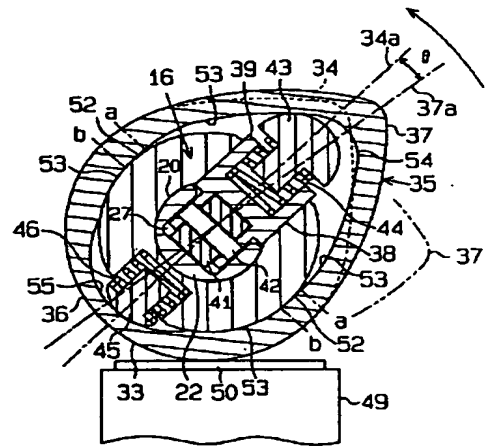
【圖 12】



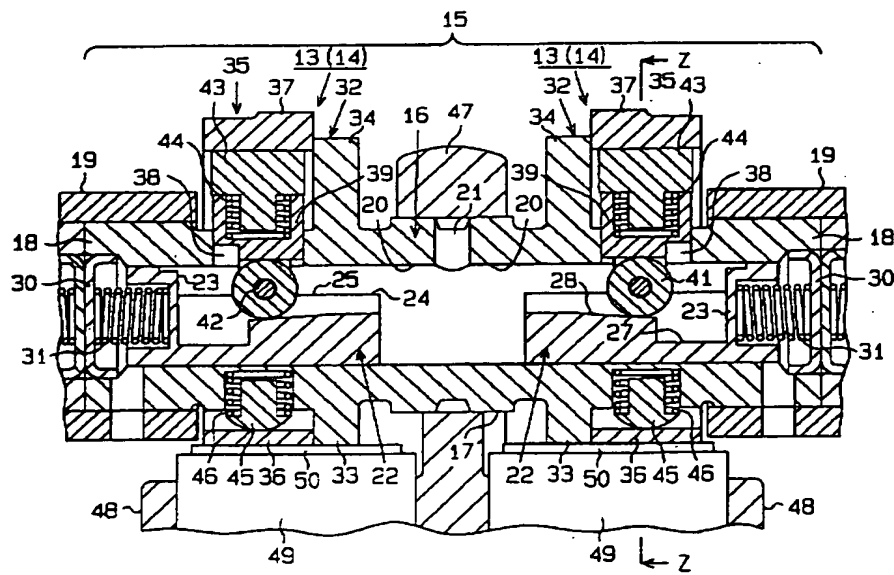
【図9】



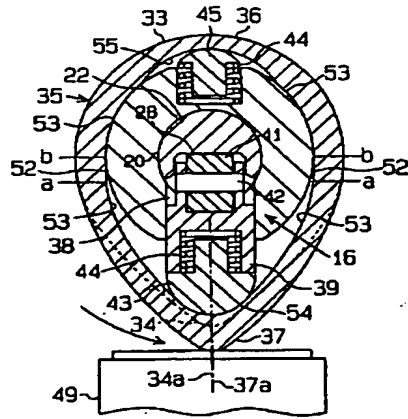
【図10】



【図11】



【図13】





P.B.5818 - Patentaan 2
2280 HV Rijswijk (ZH)
☎ +31 70 340 2040
TX 31651 epo nl
FAX +31 70 340 3016

Europäisches
Patentamt

Zweigstelle
in Den Haag
Recherchen-
abteilung

European
Patent Office

Branch at
The Hague
Search
division

Office Européen
des brevets

Département à
La Haye
Division de la
recherche

Copy

Grünecker, Kinkeldey,
Stockmair & Schwanhäusser
Anwaltssozietät
Maximilianstrasse 58
80538 München
ALLEMAGNE

GRÜNECKER, KINKELDEY, STOCKMAIR
& SCHWANHÄUSSER
ANWALTSSOZIENTÄT

30. Nov. 2001

FRIST
TERM

EINGANG-RECEIVED

Datum/Date

29.11.01

Zeichen/Ref./Réf.

EP 21563-01377✓

Anmeldung Nr./Application No./Demande n°/Patent Nr./Patent No./Brevet n°.

01116358.1-2311-✓

Anmelder/Applicant/Demandeur/Patentinhaber/Proprietor/Titulaire

YAMAHA HATSUDOKI KABUSHIKI KAISHA ✓

COMMUNICATION

The European Patent Office herewith transmits as an enclosure the European search report for the above-mentioned European patent application.

If applicable, copies of the documents cited in the European search report are attached.

☒ Additional set(s) of copies of the documents cited in the European search report is (are) enclosed as well.

The following specifications given by the applicant have been approved by the Search Division:

☒ abstract

☒ title

☐ The abstract was modified by the Search Division and the definitive text is attached to this communication.

The following figure will be published together with the abstract:

10

REFUND OF THE SEARCH FEE

If applicable under Article 10 Rules relating to fees, a separate communication from the Receiving Section on the refund of the search fee will be sent later.



ANNEX TO THE EUROPEAN SEARCH REPORT
ON EUROPEAN PATENT APPLICATION NO.

EP 01 11 6358

This annex lists the patent family members relating to the patent documents cited in the above-mentioned European search report. The members are as contained in the European Patent Office EDP file on
The European Patent Office is in no way liable for these particulars which are merely given for the purpose of information.

22-11-2001

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)		Publication date
JP 06307216	A	01-11-1994	NONE		
US 5855190	A	05-01-1999	JP	10103033 A	21-04-1998
			JP	9256827 A	30-09-1997
JP 06241010	A	30-08-1994	NONE		



European Patent
Office

EUROPEAN SEARCH REPORT

Application Number
EP 01 11 6358

DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category	Citation of document with indication, where appropriate, of relevant passages	Relevant to claim	CLASSIFICATION OF THE APPLICATION (Int.Cl.7)
① X✓ A	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 1995, no. 02, 31 March 1995 (1995-03-31) & JP 06 307216 A (TOYOTA MOTOR CORP), 1 November 1994 (1994-11-01) * abstract; figures 5,7,8,11 *	1-3,6,9 7,8,10	F01L13/00 F01L1/34
② A✓	US 5 855 190 A (MATSUNAGA NOBUHIKO) 5 January 1999 (1999-01-05) * the whole document *	1	
③ A✓	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 018, no. 628 (M-1713), 30 November 1994 (1994-11-30) & JP 06 241010 A (TOYOTA MOTOR CORP), 30 August 1994 (1994-08-30) * abstract; figures *	1,4-7	
The present search report has been drawn up for all claims			TECHNICAL FIELDS SEARCHED (Int.Cl.7) F01L
Place of search THE HAGUE		Date of completion of the search 22 November 2001	Examiner Klinger, T
CATEGORY OF CITED DOCUMENTS X : particularly relevant if taken alone Y : particularly relevant if combined with another document of the same category A : technological background O : non-written disclosure P : intermediate document T : theory or principle underlying the invention E : earlier patent document, but published on, or after the filing date D : document cited in the application L : document cited for other reasons & : member of the same patent family, corresponding document			